

NOW CHARGING SUBACCOUNT 09850.002001/RAL.

FILE SEARCHED

YOU ARE NOW CONNECTED TO WPAT.

(C) DERWENT INFORMATION LIMITED, ALL RIGHTS RESERVED.

COVERS 1963 THRU WEEKLY UPDATE 9826/UP, 9826/UPEQ, 9823/UPA, 9821/UPB  
AND WPI 9823/UPEQ.

DE 29 31 377

-1- (WPAT)

ACCESSION NUMBER 81-B9517D/10

TITLE Axial piston unit pump compressor or motor - has  
pistons directly coupled to swash plate via spherical  
bearing halves movable in piston

DERWENT CLASSES Q52

PATENT ASSIGNEE (OTTM/) OTT M

INVENTORS OTT M

PRIORITY 79.08.02 79DE-2931377

NUMBERS 1 patent(s) 1 country(s)

PUBLICATION DETAILS DE2931377 A 81.02.26 \* (8110)

SECONDARY INT'L. CLASS. F02B-075/26

ABSTRACT DE2931377 A

The axial piston pump, compressor or motor has the pistons directly coupled to a swash plate (12) on the central shaft (11) via two spherical bearing elements (2,3), contained in a corresponding cavity with pockets (9) for pressurised oil lubrication. These together form a lubricated (8) bearing for the shaft ends (1) radially projecting from the swash plate.

The oil supply may be via an axial bore (10) in the shaft (11) connecting with radial bores (10) in the swash plate. The swash plate may comprise a conical gear wheel which meshes with a corresponding fixed gear wheel in the housing.

BEST AVAILABLE COPY

(51)

Int. Cl. 3.

F 02 B 15/26

(19) BUNDESREPUBLIK DEUTSCHLAND

F 02 B 7/32

DEUTSCHES PATENTAMT



DE 29 31 377 A 1

(11)

# Offenlegungsschrift 29 31 377

(21)

Aktenzeichen: P 29 31 377.7

(22)

Anmeldetag: 2. 8. 79

(43)

Offenlegungstag: 26. 2. 81

(30)

Unionspriorität:

(32) (33) (31) —

(4)

Bezeichnung: Kolbentriebwerk mit achsparallelen Zylindern als Taumelscheibentrieb

(71)

Anmelder: Ott, Mathias, Prof. Dipl.-Ing., 8630 Coburg

(72)

Erfinder: gleich Anmelder

E 29 31 377 A 1

Ansprüche

1. Kolbenmaschine mit achsparallelen Zylindern als Taumelscheibentriebe, dadurch gekennzeichnet, daß die Taumelscheiben mittels Kugелеlemente 2, 3 in den Kolben gelagert sind, (Fig. 1, 3, 4, 8).
2. Kolbenmaschine nach Anspruch 1., dadurch gekennzeichnet, daß die Taumelscheibenarme 1 zwischen den Kugelsegmenten 2, 3 gleitend gelagert sind.
3. Kolbenmaschine mit achsparallelen Zylindern nach Anspruch 2., dadurch gekennzeichnet, daß wenigstens eines der Taumelscheibenlager in den Kugелеlementen 2, 3 in Drehmontenrichtung seitlich begrenzt ist, (Fig. 1).
4. Kolbenmaschine nach Anspruch 3., dadurch gekennzeichnet, daß wenigstens ein Taumelscheibenlager als Bolzen in einer Bohrung des Kugелеlementes 2, 3 gelagert ist (Fig. 1 usw.).
5. Kolbenmaschine nach einem der Ansprüche 1 bis 4., dadurch gekennzeichnet, daß die Kugeln 2, 3, die Taumelscheibenlager 1 Öldrucktaschen 8, 9 aufweisen, die von zentralen Druckkanälen 10 versorgt werden, Fig. 1.
6. Kolbenmaschine nach den Ansprüchen 1., und 2., dadurch gekennzeichnet, daß die Taumelscheibe 19 ein Kegelrad 20 aufweist, das mit einem Gehäusefesten weiteren Kegelrad im Eingriff steht, derart, daß deren Eingriffsmittellinien sich im Schnittpunkt M des Taumelscheibenlagers und der Abtriebswelle 18 schneiden (Fig. 3).
7. Kolbenmaschine nach Anspruch 2., dadurch gekennzeichnet, daß die Taumelscheibe 12 im festen Statorgehäuse achsparallel zur Abtriebswelle bei 14 geführt ist (Fig. 2).
8. Kolbenmaschine nach einem der Ansprüche 1. bis 6., gekennzeichnet dadurch daß die Doppelkolben 4 beiderseits anschließend Verbrennungsräume 6 und 7 aufweisen (Fig. 1, 3, 4).

9. Kolbenmaschine mit achsparallelen Zylindern nach einem der Ansprüche 1 bis 8., dadurch gekennzeichnet, daß zwei Taumelscheibenantriebe 22, 24 auf einer gemeinsamen Abtriebs- bzw. Antriebswelle 30 als Verdrängerantriebe 22, 23 wirken (Fig. 4).
10. Kolbenmaschine nach Anspruch 9., dadurch gekennzeichnet, daß die von den gegenläufigen Verdrängern 22, 23 eingeschlossenen Räume 25 Aus- und Einlaßschlitze As, Es oder Ein-, Auslaßventile 26, 27 aufweisen.
11. Kolbenmaschine nach Anspruch 10., dadurch gekennzeichnet, daß die Räume 25 wahlweise als Diesel-Verbrennungsräume und Verdichterräume dienen.
12. Kolbenmaschine nach einem der Ansprüche 9 bis 11, dadurch gekennzeichnet, daß die außenliegenden Verdrängerräume 28, 29 wahlweise als Verdichter oder Verbrennungsräume dienen.
13. Kolbenmaschine nach einem der Ansprüche 1 bis 12., dadurch gekennzeichnet, daß die Ein- und Auslaßventile 33 (Fig. 1) von zentralen Nocken 32 gesteuert werden, welche synchron von der An- bzw. Abtriebswelle 11 angetrieben werden.
14. Kolbenmaschine nach Anspruch 13., dadurch gekennzeichnet, daß die Antriebsnocken 32 ... am Umfang mehrere Ventile 33 steuern (Fig. 1).
15. Kolbenmaschine nach Anspruch 14., gekennzeichnet dadurch, daß mit dem Abschalten der Brennstoffzufuhr eines Teiles der Verbrennungsräume deren Ein- und - oder - Auslaßventile mit Hydrokolben 35 geöffnet werden (Fig. 5).
16. Kolbenmaschine nach Anspruch 14., dadurch gekennzeichnet, daß ein Teil der Verdrängerräume als Verdichter betrieben wird und die verdichtete Frischluft den restlichen Verbrennungsräumen zugeführt wird.
17. Kolbenmaschine nach Anspruch 16., dadurch gekennzeichnet, daß die Verdichterkolben 43 im Zweitaktverfahren (Ansaugen- Ausschieben) betrieben werden mit Kompressorventilen 37, 38 (Fig. 3).

18. Kolbenmaschine nach einem der Ansprüche 1 bis 14., dadurch gekennzeichnet, daß die Auslaßkanäle, z.B. 39, 40, Fig. 1, der Verbrennungsräume mit den Einlaßkanälen mindestens eines Verdrängerraumes mittels eines steuerbaren Ventiles 41, Fig. 3 zu verbinden sind.
19. Kolbenmaschine nach Anspruch 18., dadurch gekennzeichnet, daß die Ein- und Auslaßventile für die Abgasbetriebsräume mit Hilfe steuerbarer Ventile 35 (Fig. 5) zusammen mit Umschaltventil 41 (Fig. 3) steuerbar sind.
20. Kolbenmaschine nach einem Teil der Ansprüche 18., 19., und 13., 14, dadurch gekennzeichnet, daß die Abgasverdrängerräume bzw. deren Ein- Auslaßventile von entsprechenden Nocken 32 z.B. im Zweitaktverfahren, d.h. die Motordrehzahl des Nockenantriebes, gesteuert werden, Fig. 1, 3, 5.
21. Kolbenmaschine nach einem Teil der Ansprüche 16 bis 20, dadurch gekennzeichnet, daß mindestens ein Doppelkolben 43, Fig. 3 zweistufig ausgeführt ist, dessen großer Verdrängerraum als Verdichter der Verbrennungsräume bzw. deren Ansaugkanälen 44 wirkt.
22. Kolbenmaschine nach Anspruch 21, dadurch gekennzeichnet, daß die Doppelkolben 43, Fig. 3 abwechselnd als Entspannungsräume und Frischluft-Kompressionsräume wirken, indem sie über ein Ventil 45 umgeschaltet werden.
23. Kolbenmaschine mit achsparallelen Zylindern als Taumeltrieb, nach einem Teil der Ansprüche 1 bis 17, 21, dadurch gekennzeichnet, daß ein Teil der Kolbenräume als Verbrennungsräume, z. B. 6, 7 (Fig. 1) 28, 29 (Fig. 4) und mindestens einer der Doppelkolben als Ein- oder Mehrstufiger Verdichter, z.B. 60, 61 (Fig. 8) in einer Wärmanlage arbeiten.
24. Kolbenmaschine nach einem Teil des Anspruches 23., dadurch gekennzeichnet, daß mindestens ein Verdrängerraum als Kompressor 73, ein weiterer als Warmwasser bzw. Heißluft-Umlaufpumpe 77 (Fig. 7) arbeitet.
25. Kolbenmaschine nach Anspruch 24, dadurch gekennzeichnet, daß ein Teil der

erzeugten Kompressorluft anstelle eines Gebläses eines Verdampfers 72 (Fig. 7) abgezweigt ist.

26. Kolbenmaschine nach Anspruch 9., einem Teil der Ansprüche 10 bis 12., einem Teil von 23, 24, 25, dadurch gekennzeichnet, daß die zwischen den Kolbenliegenden Verdrängerräume 25 (Fig. 4) als Hochdruck-Verdichterräume eines Kältemittels in einer Wärmepumpenanlage (Fig. 7, 8) dienen.
27. Kolbenmaschine nach einem Teil von Anspruch 26., dadurch gekennzeichnet, daß ein Teil der Verbrennungsräume 25 (Fig. 4) im Dieselmotorbetrieb, ein Teil als Hochdruckverdichter, die seitlichen Räume 28, 29 als Niederdruck-Kältemittelverdichter mit Zwischenkühlung (Fig. 8) wirken.
28. Kolbenmaschine nach Anspruch 27., dadurch gekennzeichnet, daß abgestufte Doppelkolben 60, 61 (Fig. 8) als ND- und HD-Verdichter mit Zwischenkühlung 62 des Kältemittels arbeiten.
29. Kolbenmaschine nach Anspruch 28., dadurch gekennzeichnet, daß die Maschine ein- und zweistufige Kolben 60, 61 (Fig. 1, 8) als Verbrennungs- und zweistufige Verdichter gemischt aufweist.
30. Kolbenmaschine nach Anspruch 24., dadurch gekennzeichnet, daß das Verbrennungsmotor-Kühlwasser 50 (Fig. 3) mittels einer Kühlwasser- bzw. -Luftpumpe (Kompressor) im Wärmeverteilungssystem 76 (Fig. 7) umgewälzt wird.
31. Kolbenmaschine nach den Ansprüchen 23., 30., dadurch gekennzeichnet, daß von den achsparallelen Zylindern angesaugte Kältemittel 50 (Fig. 3) seine Wärme mit dem Kühlwasser 51 des Motors austauscht.
32. Kolbenmaschine mit achsparallelen Zylindern als Taumeltrieb nach den Ansprüchen 1 bis 7, 9, 10, 13, 17, 21, z.T. 23 bis 31, dadurch gekennzeichnet, daß die Maschine vorzugsweise als 1 oder mehrstufiger Verdichter eines Kältemittels 73 (Fig. 7), Wärmeverteilerpumpe 77 für Heißwasser

Warmluft etc. sowie als Gebläse 72 (Fig. 7) eines Verdampfers 72 wirkt und von einem E-Motor, Verbrennungsmotor, Turbine etc. angetrieben wird.

33. Kolbenmaschine nach Anspruch 32, Ansprüchen 1 bis 7, dadurch gekennzeichnet, daß die Kugelelemente 2, 3 (Fig. 1 usw.) aus abriebfestem, korrosionsfestem und reibungsarmen Kunststoff gefertigt ist.
34. Kolbenmaschine mit achsparallelen Zylindern nach den Ansprüchen 1 bis 6, 8, einem Teil von 9 bis 33, dadurch gekennzeichnet, daß zur Steuerung der Ein- und Auslaßventile E und A (Fig. 1, 3, 5 usw.) eine Taumelscheibe 13 (Fig. 2) dient, welche achsparallel bei 14 im Statorgehäuse geführt ist.
35. Kolbenmaschine nach den Ansprüchen 1 bis 12, 16 einem Teil von 18 bis 31., dadurch gekennzeichnet, daß die von der Motorwelle 11 (Fig. 1) synchron angetriebene Drehschieberanordnung 83, 84, 85 (Fig. 6), bzw. 93, 94, 95 (Fig. 10), bzw. 103, 104, 105 (Fig. 11) die Ein- und Auslaßventile (EÖ)<sub>1...4</sub>, (ES)<sub>1...4</sub> und (AÖ)<sub>1...4</sub>, (AS)<sub>1...4</sub> (Fig. 12) über Ventilservokolben 82 (Fig. 6) steuern.
36. Kolbenmaschine nach Anspruch 35., dadurch gekennzeichnet, daß während einer Drehung der synchronen Schieberwelle 85 bzw. 95, bzw. 105 die mit diesen Schieber 83, 84, bzw. 93, 94, bzw. 103, 104 die Zu- und Abflüsse (PT)<sub>1...4</sub> der Zylinder 1 bis 4 steuern.
37. Kolbenmaschine nach Anspruch 36., dadurch gekennzeichnet, daß Schieberpaare 84 und 85, bzw. 93 und 94 (Fig. 12), bzw. 103, 104 (Fig. 13) die Öffnungs- und Schließzeitpunkte (EÖ, ES)<sub>1...4</sub> und (AÖ, AS)<sub>1...4</sub> der Ein- und Auslaßventile EA steuern.
38. Kolbenmaschine nach Anspruch 37., dadurch gekennzeichnet, daß eine rechnergetseuerte axiale Bewegung der Drehschieber 84, 83 bzw. 93, 94 bzw. 103, 104 (Fig. 6, 10, 11) die Ventilöffnungs- und Schließzeiten rechnerabhängig gesteuert werden.

39. Kolbenmaschine nach Anspruch 38., dadurch gekennzeichnet, daß die Steuerschieber 103, 104 (Fig. 13) je von einem Digital/Analogwandler (Schrittmotore SM1, SM2) quasistetig und axial verschoben werden.
40. Kolbenmaschine nach Anspruch 39., dadurch gekennzeichnet, daß Steuerkurven P1, T1 und P2, T2 der Drehschieber 103 und 104 die Zu- und Abflußzeitpunkte (Öffnen und Schließen) der Ein- und Auslaßventile  $E_{1...4}$ ,  $A_{1...4}$  der einfachwirkenden Ventilservokolben 82 (Fig. 6) steuern.

### Kolbentriebwerk mit achsparallelen Zylindern als Taumalscheibentrieb

Kolbentriebwerke mit achsparallelen Zylindern in Verbindung mit einem Taumalscheibentrieb ermöglichen eine Raum- und Gewichtsparende Bauweise. Bei Verbrennungsmaschinen bedeutet dies ein hohes Leistungsgewicht:  $\text{PS}/\text{cm}^3$  bzw.  $\text{PS}/\text{kg}$ , [1],[2],[3],[4]. Die bei ausgeführten Maschinen benutzten Pleuel erhöhen den Raum-,Gewichtsbedarf wieder und den allgemeinen Aufwand. Die gedrängte Bauweise der Fig. 1 mit Doppelkolben K bringt erst die Konzentration der Leistung bei geringer Teilezahl. Schwierigkeiten entstehen bei der Lagerung der Taumalscheibenarme im Doppelkolben. Denn es sind 6 Freiheitsgrade der Bewegung bei großen Kräften zu beherrschen. Gleichzeitig müssen das Motorabtriebsmoment als Reaktions-Umfangskraft von den Lagern aufgenommen werden. Die vorgeschlagenen beweglichen Federn in Umfangsrichtung der Lager sind zu kompliziert, führen zu Schwingungen und benötigen zusätzlichen Montageteile. Solche sind im Motorinnern zu vermeiden.

Im Zuge der Energieeinsparung wurden Lösungen vorgeschlagen oder sind in der Erprobung, wobei von 6 Zylindern drei, z.B. im Stadtverkehr "abgeschaltet" werden können. Die Abgase der drei Betriebszylinder werden dabei in die drei abgeschalteten Zylinderräume geleitet, bevor sie ins Freie austreten. Ein geringer Energierückgewinn aus den Abgasen ist die Folge.

Ein älteres Prinzip wurde bei den Junkers Dieselmotoren für Fahrzeuge angewendet. Ein gegenläufiger, mit Pleuelstangen geführter zweistufiger Kolben dient zur Aufladung des Dieselmotors. Die Aufladung bringt beim Diesel 20% - 30% Leistungserhöhung. Die Konstruktion benötigt Schlitzgesteuerte Ein-/Auslaßkanäle und ist schwer wegen der vielen Pleuel [1], S.287.

Weiterhin besteht z.B. bei Wärmepumpen ein Bedarf an gedrängt bauenden, preisgünstigen Kompressoren. Deren Ölräume, d.s. Lager müssen vom aggressiven Fördermedium absolut dicht sein. Auch eine Kombination eines Verbrennungsmotors mit einem Verdichter ist erwünscht. Damit läßt sich ein Teil der Kühlwasser-

des Verbrennungsmotors rückgewinnen, wenn z.B. das Kältemittel einer Wärmepumpe vom Kühlwasser zusätzlich in der Kompressionsphase aufgeheizt wird. Die Motorkühlung selbst wird wirksamer, Evtl. kann ein Luft:Wasserkühler überhaupt fehlen.

Durch die Erhöhung der Verdrängervolumina der achsparallelen Zylinderanordnung sollten sich alle die genannten Aufgaben in einer Maschine als Verbrennungsmotor, Abgasverdichter, Wärmepumpe mit Motorkühlung usw. konzentrieren lassen. Das gilt besonders bei gegenläufigen Doppelkolben mit zwei Taumeltrieben (Fig. 4). Die ungewöhnlich hohen Verdichtungsverhältnisse im Mittelteil legen eine Anwendung als Dieselmotor nahe. Auch eine wirksame schlitzzgesteuerte Maschine im Mittelteil wird möglich, vergl./1/.S. 287: Zweitakt-Diesel mit Gegenkolben.

#### der Ein-/Auslaßventile

Die Rechnersteuerung durch Elektrohydraulische Servoventile /7/ läßt sich vereinfachen, wenn man geeignete rotierende Stuerschieber anwendet.

#### Literatur

- [1] Heinze, E. P. A.: Du und der Motor, Ullstein-Deutscher Verlag, Berlin, 1960.
- [2] Bensinger, W. D.: Die Steuerung des Gaswechsels in schnelllaufenden Verbrennungsmotoren, S. 93 ff., Bristol-Taumelscheibenmotoren, Springer Verlag, Berlin, 1968.
- [3] Ott, M.: Selbsteinstellende hydrostatische Kolbenlagerungen mit Anwendung auf Rotationskolbenmaschinen, Bild 4, S. 552, technica Nr. 7, 1970, S. 551-556, Birkhäuser Verlag, Basel, 1970.
- [4] Der Motor, der wie ein Revolver aussieht, ADAC-Motorwelt 8/76, S. 15, und VDI-Nachrichten Nr. 45, 8. Nov. 1974, S. 7, Mitt. aus der TH Aachen.
- [5] Otto, Horst: Axialkolbenmaschine mit mechanischer Ventilsteuerung, Abschlussarbeiten 1976.
- [6] Simon, Günch: Taumelscheibentriebwerk mit Ventil-Schiebersteuerung statt herkömmlicher Ventile, Abschlussarbeiten 1976.
- [7] Kranz, H.: Abschied von der Nockenwelle?, Hobby, Das Magazin der Technik, S. 83-86, EHAPA Verlag, Stuttgart, 1978.
- [8] Ott, M.: Mengenregelung bei Axial- oder Radialkolbenpumpen mit Taumelscheiben- oder Nocken Antrieb, Ölhydraulik & Pneumatik 10, 1966, Nr. 1, S. 15-18, K. Krasskopf Verlag, Mainz, 1966.

[9] Ott, M.: Taumelscheibentrieb --- und Ventilsteuerung  
technica 11/ 1979

130009/0081

Diese Aufgaben bzw. Schwierigkeiten lösen die Ausführungen und Einzelheiten der Fig. 1 mit 11. Fig. 1 zeigt eine erfindungsgemäße Lagerung der Taumelscheibenarme (1) mit Hilfe einer Kugel (2), (3) im Doppelkolben. Sie erfüllt drei geforderte Freiheitsgrade der Drehung zum Doppelkolben, Anspruch 1. In den geteilten bzw. geschlitzten Kugelhälften (Montage 1) gleitet der Taumelscheibenlagerarm (1). Damit werden weitere drei lineare Bewegungen des Taumelscheiben-Balkenlagers gegenüber den Kugelsegmenten (2), (3) möglich. Sowohl die große Kugeloberfläche zum Doppelkolben als auch deren große Planflächen zum Taumellager-Arm lassen große Kolbenkräfte zu. Dies ist z.B. bei Dieselmotorbetrieb und bei höherer Verdichtung in den Verbrennungsräumen (6, 7) höflich. Besondere Montageteile fehlen, da sich die beiden Kugelsegmente in den Kolben einlegen lassen. Die großen Lagerflächen lassen auch eine hydrostatische Lagerentlastung bzw. eine wirksame Schmierung durch Drucköltaschen (8, 9) zu. Die Druckölkanäle (10, ) führen zentral durch die Abtriebswelle (11) und radial durch die Taumelscheibenarm-Lager. Reibungsverluste verringern sich. Die Druckschmierung vermeidet Spiele in den Lagern und dämpft Geräusche. Eine verbesserte Wärmeableitung ergeben die Doppelkolben, insbes. bei einseitigem Verbrennungsbetrieb der Kolben, siehe unten.

Die schwierige Aufnahme der Reaktionsmomente in Umfangsrichtung geschieht durch die seitliche Begrenzung eines Taumelscheibenarmes zur Kugel, Anspruch 3. Zweckmäßig ist die Ausführung dieses Lagers als Bohrung in den Kugelhälften (2, 3) in dem das zylindrische Taumelscheibenlager gleitet, Anspruch 4. Wegen der rel. großen Kolbenlängen bleiben die Kolbenseiten-Druckungen relativ gering. Wird die Taumelscheibe (1) gesondert im Statorgehäuse 13 achsparallel ähnlich der Fig. 2 geführt, so ist eine Kolbenseitenkraft (in Drehmomentenrichtung) überhaupt vermieden, Anspruch 5. Die Abnutzung des einen, die Kolbenseitenkräfte aufnehmenden Kolbens ist verringert.

Eine andere Möglichkeit die Taumelscheibe am Mitdrehen zu hindern zeigt die Fig. 3. Die Abtriebswelle 18 wird jetzt mit der Taumelscheibe 19 mit

Hilfe eines Kegeltriebes 20 synchronisiert. Das Prinzip wurde bei /2/ angewendet, jedoch auf einen Taumeltrieb mit Pleuel und aufwendiger Lagerung. Der Synchronisiertrieb hat den Vorteil, daß alle Kolben jetzt gleichmäßig seitlich zur Zylinderwand belastet werden bei gleichmäßiger Abnutzung. Die Steglager 1 oszillieren bei allen Kolben um einen gleichen Winkelbetrag nach Links und Rechts in Umfangsrichtung. (Anspruch 6).

Die achsparallelen Zylinder bzw. Kolben lassen sich auch doppelt anordnen (Anspruch 9) mit zwei symmetrischen Taumelscheiben 23, 24. Die von den Kolben 22, 23 eingeschlossenen eingeschlossenen Verdrängerräume 25 weisen ein extrem hohes Verdichtungsverhältnis auf, ohne daß die Taumelscheibenhöhe bzw. deren Neigungen  $\beta^0$  groß zu werden brauchen. Dadurch kann eine ungeteilte Kurbelwelle 18, Fig. 3, verwendet werden. Der Raum 25 läßt sich als Diesel-Verbrennungsraum nutzen (Anspruch 11). Bei /1/, S. 287 wurde ein schlitzzesteuerter gegenläufiger Kolben mit Schlitzgesteuerten Ein- und Auslaßschlitzen  $E_g$ ,  $A_g$  angewendet. Heute wäre eine Ventilsteuerung für Ein-/Auslaß 26, 27 zweckmäßig (Anspruch 10).

Das günstigste Leistungsgewicht  $\sqrt{PS/Kilogramm}$  und  $\sqrt{PS/Volumen}$  erreicht man bei Nutzung aller Verdrängerräume (6, 7), Fig. 1 und (25, 28, 29), Fig. 4. Die 5 Doppelkolben wirken dabei als 10 Zylinder bzw. 15 Zylindermaschine. Das ermöglicht, einen Teil der Verdrängerräume für anderen Zwecke (Verdichter, Abgas-Expansionsraum) zu nutzen und mit verminderter Leistung bzw. geringerem Verbrauch zu fahren, siehe unten.

Die Steuerung der Ein- und Auslaßventile ( $E, A$ ), Fig. 1, kann von einer zentralen Nockenwelle (32) aus erfolgen, die mit halber Motordrehzahl  $n_m/2$  angetrieben ist. (Anspruch 13. Dabei lassen sich die Ventilteller (33) direkt, d.h. ohne Umlenkhebel und Teileaufwand von schrägen Ventilsteuernocken betreiben. Im Gegensatz zu herkömmlichen Nockenwellensteuerungen der Reihentore benötigt auch nicht jedes Ventil seinen eigenen Nocken. Durch die erfindungsgemäße Versetzung mehrerer Ventile am Umfang eines Nockens, entsprechend ihrer Öffnungs- bzw. Schließzeiten bzw. -Winkel spart man eine Anzahl Steuernocken ein, Fig. 1, Anspruch 14.

Im sparsamen Fahrbetrieb, z.B. bei Kolonnenfahrt, im Stadtverkehr usw. wird nicht die volle Motorleistung benötigt. Nach einem Gedanken der Erfindung wird ein Teil der Verbrennungsräume abgeschaltet, (Anspruch 15. Die Brennstoffzufuhr, evtl. auch die Zündung wird zu diesen abgeschalteten Verbrennungsräumen unterbrochen. Zweckmäßig ist es, eine Seite der Doppelkolben abzuschalten, um Wärmespannungen im Kühlgehäuse zu vermeiden. Zweckmäßig ist es auch, die Ein- und Auslaßventile der abgeschalteten Kolbenräume geöffnet zu halten. Das kann nach der Fig. (5,6) durch einen Öldruck geschehen, dessen Weg zu den Ventilschaft-Zylinderräumen (35, 37) freigegeben wird. Dadurch sind Kompressionsverluste der angesaugten und anschließend verdichteten Luft vermieden.

Man kann aber auch die Ventilsteuerung des 4-Takt-Verbrennungszyklus unverändert beibehalten. Erfindungsgemäß wird dann die angesaugte, Verdichtete und ausgeschobene Frischluft der abgeschalteten Verbrennungsräume den Ansaugkanälen bzw. -Ventilen der Verbrennungszylinder zugeführt. Damit erhöht sich deren Leistung infolge der erhöhten Zylinderfüllung, vergl. auch Turboverdichte,

(Anspruch 13). Durch die Verdichtung der Frischluft ohne Verbrennung im 4-Taktverfahren entstehen Wärmeverluste. Diese vermeidet man, wenn eine Anzahl Kolben überhaupt als Verdichter arbeiten und dementsprechend ausgelegt sind, (Anspruch 14). So erhalten die Kompressorräume ungesteuerte Ein- und Auslaßventile (37, 38), z.B. Kugelventile, Membranventile oder Ähnliches. Einem 4-Taktzyklus mit 2 Kurbelwellendrehungen entsprechen dabei Hübe mit der doppelten Kolbenfüllung. Das bedeutet einen hohen Luftdurchsatz bzw. große Fördermengen des Verdichtermediums, siehe unten. Das Kompressormedium wird sowohl von der zugehörigen Kolbenhälfte, die als Verbrennungsmotor wirkt, als auch dem umgebenden Kolbengehäuse aufgeheizt.

Die Kompressordruckluft kann man nach einem Erfindungsgedanken, wenigstens teilweise den Ansaugkanälen (39, 40) bzw. Ansaugventilen (40) der Verbrennungskolben (4) zuführen. Dadurch läßt sich die Motorleistung steuern. Diese Art der Aufladung zur Leistungssteigerung wird vor allem bei Dieselmotoren mit Abgasturbolader angewendet, vergl. "Junkers Gegenkolbenverdichter im Fahrzeugdiesel [1].

Eine Verbrauchsverminderung an Brennstoff erreicht man auch durch die zusätzliche Nutzung der Verbrennungsabgase, vergl Abgas-Turbolader. Die verbrannten Abgase können in einen Teil der hierfür vorgesehenen Entspannungszyylinder geleitet werden, um sich dort weiter zu entspannen (Anspruch 14). Das Umschalten der Verbrennungskolben auf Abgasbetrieb und umgekehrt kann ein gesteuertes Ventil (41) besorgen, welches die Einlaßventile mit den Verbrennungs-Auslaßventilen verbindet. Ein erneutes Komprimieren der verbrannten Abgase im 4-Takt-Verbrennungsbetrieb sollte vermieden werden. Dazu müssten die Ein- und Auslaßventile der Entspannungszyлиндerräume von 4-Takt-auf Zweitaktsteuerung umgeschaltet werden können. (Anspruch 15). Dabei kann ein "Abgas-Arbeitskolben" pro 4-Taktzyklus (= 2 Umdrehungen der Kurbelwelle) zwei Arbeitshübe ausführen (Anspruch 15). Damit bleibt auch genügend Verdrängerraum der restlichen Doppelkolben einer

einer Seite, Fig. 1, 3, 4, die nicht als Verbrennungsräume genutzt sind.

Ein Teil von ihnen kann somit auch als Ansaugluftverdichter der Verbrennungskolbenräume bzw. deren Einlaßventiler wirken, (Anspruch 10). Eine zweckmäßige Ventilsteuerung wird durch hydraulische Ventilstößel<sup>48</sup> nach der Fig. 6 erreicht, welche über ein besonderes Drehschiebervent. 49 die Ventilöffnungs- und -Schließzeitpunkte beliebig steuern kann, (Anspruch 16).

Zweckmäßig wäre aber auch, einen Teil der Verdrängerräume von vorneherein für den "Zweitakt-Abgasbetrieb" vorzusehen und die mechanische Ventilsteuerung entsprechend auszulegen. (Fig. 3 - Ventile 37, 38, Anspruch 17)

Nach einem weiteren Erfindungsgedanken sind die Doppelkolben (43) nach der Fig. (3) abgestuft ausgeführt (Anspruch 17). Diese großen "Doppelkolben" lassen sich als leistungsfähiger Verdichter und - oder als Abgas-Entspannungskolbenraum der Verbrennungsgase nutzen (Ansprüche 21). Ein Teil der verdichteten Frischluft kann teilweise wieder den Einlaßkanälen (44)

der Verbrennungskolben zugeführt werden. Damit nutzt man die Möglichkeiten der achsparallelen Zylinder mit Taumeltrieb mehrfach, wie es der Abgasturbolader tut. Nur ist hier der "Turbolader" als Abgaskolbentrieb im Verbrennungsmotorgehäuse und -Triebwerk integriert, sodaß keine besonderen Lager, Gehäuse usw. nötig sind. Die angesaugte Frischluft der großen Zylinder wird durch die heißen Kolbenwände und Kolbenboden bereits vorgewärmt. Das bedeutet eine bessere Nutzung der Kühlwärme des Verbrennungsmotors. Außerdem werden die Verbrennungskolben stärker gekühlt. Dies gilt insbes., wenn die großen Verdrängerkolbenräume abwechselnd als Abgas-Entspannungsräume mittels eines gesteuerten Umschaltventiles (45), Fig. (3) und als Frischluft-Ansaugköpressor dienen. (Anspruch 22), vergl. unten: Wärmepumpe. Für die großen Verdränger-Doppelkolben 43, Fig. 3) lassen sich Dichtungen verwenden, die dem zu verdichtendem Medium (Luft, Flüssiges Kältemittel und dergl.) angepasst sind. Auch die Zylinderräume können mit entsprechenden Werkstoffbuchsenmaterial und geeigneten Toleranzen von Kolben/Bohrung versehen werden. Insbesondere

können Membrandichtungen (Fig. 3) zur absoluten Abdichtung der Kompressorräume Anwendung finden.

Nach weiteren Erfindungsgedanken wird es möglich, die Verbrennungsmotor-/Kompressormaschine als Wärmepumpenanlage zu betreiben, Ansprüche (2 bis 5). Das hat u.A. den Vorteil, daß sich die Kühlwasserwärme des Verbrennungsmotors besser nutzen läßt. Über 50% der Verbrennungsmotorwärme gehen ins Kühlwasser bei der Motorkühlung verloren.

Die grundsätzliche Arbeitsweise einer Wärmepumpenanlage für Warmwasserheizung z.B. zeigt die Fig. 7: Im Verdampfer 72 verdampft das Kältemittel bei der Temperatur  $T_0$  und entzieht die erforderliche Verdampfungswärme  $Q_0$  der Umgebung, z.B. der Außenluft, die von einem Gebläse dem Verdampfer 72 zugeführt wird. Der Verdampfer der Fig. 7 wird auch als Außenluft-Kältemittel-Wärmetauscher und bei Wärmepumpen, die dem Erdreich die erforderliche Wärme entziehen, als Erdreich-Wärmetauscher usw. bezeichnet.

Der Verdichter 73 saugt die Kältemitteldämpfe beim Druck  $p_0$  an und verdichtet sie auf den Druck  $p$ . Im Kondensator 75 verflüssigen sich die Kältemitteldämpfe bei der Temperatur  $T$  und geben dabei die Wärme  $Q$  an das Wärmeverteilungssystem ab. Der Kondensator 75 ist seiner Aufgabe entsprechend ein Wärmetauscher, der bei Wärmepumpen, die im Ein-Aus-Verfahren (Zwei-Drei-Punktregelung) gesteuert werden, meist ein gewisses Speichervolumen hat, um als Pufferspeicher den stoßweisen Wärmeanfall in eine kontinuierliche Wärmeabgabe umzuformen. Das Wärmeverteilungssystem 76 ist in der Regel eine Warmwasser-Fußboden-, Warmwasserkonvektoren-, Warmwasser-Radiatoren- oder Warmluftheizung. Über das thermisch gesteuerte Expansionsventil 74 strömt das flüssige Kältemittel vom Kondensator zurück zum Verdampfer, um den Kreislauf von neuem zu beginnen. Die Temperaturen  $T_0$  und  $T$  ergeben sich bei den Drücken  $p_0$  und  $p$  aus der zugehörigen Dampfdruckkurve ..... / ], Bild 5.

Für die hohen Druckverhältnisse werden auch zwei- und Mehrstufige Verdichter nötig [ ], S. 32/33. Nach der Fig. 8 sind z.B. zwei Verdichter als HD-Stufe und ND-Stufe (Hoch- und Niederdruck: HD-, ND-) . Die ND-Stufe fördert mit hohem Volumen 61 in die zweite HD-Kolbenstufe 60 geringeren Volumens, der das Kältemittel weiter verdichtet und im <sup>den</sup> Kondensator 68, 64 zu fördern. Zwischen ND- und HD-Verdichtung wird die Überhitzungswärme der ersten Stufe in einem Zwischenwärmetauscher 62 z.B. zur Heißwasserbenutzung genutzt. Solche Wärme-Kompressorpumpen werden bis ca. 40 KW

gebaut.

Um "ölfreie Verdichter" zu erhalten, wird der eigentliche Verdichterkolben von Seitenkräften entlastet / /, S. 31, Bilder 24, 25, um die Kunststoffdichtungen (Kolbenringe etc.) nicht zu beschädigen. Die zusätzliche Kolbenstangenlagerung mit Kreuzkopfführungen bauen sehr groß und verteuern den Kompressor. Die Ölräume der Lagerungen usw. sind möglichst vom Kältemittel zu trennen, da sonst die Lager angegriffen werden, das Öl verdünnt wird, (Fig. 9, 10)

Die große Zahl (z.B. 10 bis 15) der achsparallelen Kolben legt folgende Kombinationen innerhalb eines Gehäuseblocks nahe:

Verbrennungsmotor mit Kompressor, Ein oder Mehrstufiger Art (Anspruch 23 ),

Verbrennungsmotor mit Kompressor und Warmwasser-Umlaufpumpe, z.B. einiger Kolben, (Anspruch 24 ).

Die Kolbenmaschine mit achsparallelen Zylindern läßt sich auch als Verdichter wasser-Umlaufpumpe bzw. Warmluft-Kreislaufpumpe benutzen.

Ansprüche ( , , ).

Gleichzeitig kann ein Teil der Kompressorluft als Gebläse für den Verdampfer 72 der Fig. 7 dienen, Anspruch (25).

Die Zwischen den Kolben liegenden Verdichtungsräume 25 der Fig. 4 mit zwei Taumelscheiben 23, 24 eignen sich erfindungsgemäß als Wärmepumpe hoher Verdichtungsverhältnisse (Anspruch 26). Damit erreicht man bereits mit einer Stufe hohe Verdichtungsverhältnisse, wie sonst nur mit zwei Stufen 60, 61 der Fig. 8. Ein oder mehrere Verdichtungsräume 28, 29, Fig. 4 können daneben als Niederdruckstufe ND (61, Fig. 8) dienen.

Zweckmäßig ist auch eine Kombination von Dieserverbrennungsräumen 25 mit einem Kompressor vorwiegend für ein Kältemittel. Die Dieserräume werden gut gekühlt. Auch eine Kombination: Diesel-Verbrennungsraum 25 ? Hochdruckverdichter 25 (am Umfang abwechselnd) mit Niederdruckverdichter 29, 28, Fig. 4 analog 61, 60 der Fig. 8 ist denkbar. Dabei läßt sich die zwischen ND- und HD-Stufe 28 und 29 entsprechend 60, 61, Fig. 8 ein Zwischen-Wärmetauscher 62 einfügen, (Anspruch 27). Das Mittel der 1. Stufe ND ist im Volumen verkleinert. Daher ist es auch zweckmäßig, mindestens zwei ND-Stufen auf eine HD-

Stufe 60 z.B. nach Fig. 8 , 28 nach Fig. 4, nach Fig.

zu schalten.

Der abgestufte Kolben-Kompressor 60, 61 , , , der Fig. 8 wird zweckmäßig als NO- und HO- Verdichter einer Wärmepumpe verwendet (Anspruch 23 ). Dabei kann noch eine weitere Anzahl Einstufiger Kolben am Umfang mit den zweistufigen abwechseln und z.B. als Verbrennungsräume wirken. (Anspruch 23 ).

Auch eine Warmwasser-Umwälzpumpe 77 (Fig. 7) könnte erfindungsgemäß in der Kolbenmaschine integriert sein, um Kosten einer getrennten Pumpe 77 zu sparen.

Ein oder mehrere Kolbenräume sind dabei als Warmwasserpumpe ausgelegt (Anspruch )

Das hat auch den Vorteil, daß ein Teil der Kühlwasserwärme der restlichen Zylinderräume (Kompressor oder Verbrennung) unmittelbar ins Warmwasser übergeht.

Auch die Kühlwasser-Wärme des Verbrennungsmotors läßt als Warmwasser - Heizung nutzen. Dabei wälzt die Pumpe 77, Fig. 7 das Motorkühlwasser 50, Fig. 3 im Kreislauf des Wärmeverteilungssystems 76 um (Anspruch 30).

Der Kondensator 75 der Fig. 7 gibt die Kompressionswärme des Verdichters 73 ebenfalls an das Wärmeverteilungssystem 76 ab. Der Vorwärmer 78 heizt das verdampfende Kältemittel zusätzlich auf. Das geschieht bei den Tauch- und Hubkolbenverdichtern z.T. durch Kühlung der Kolbenverdichter vom angesaugten Kältemittel, Fig. 10. Diese Wirkung erreicht man bei einer Kombination Verbrennungszyylinder mit Kältemittelkompressorzyylinder (Fig. 3, 4, 8... ) dadurch, daß das Kältemittel 51 seine Wärme mit dem Kühlwasser 50 des Motors austauscht bzw. durch einen geeigneten Wärmetauscher austauscht, Fig. 3 (Anspruch ). Der Verbrennungsmotor wird effektiver gekühlt. Der Luft/Wasserkühler kann stark verkleinert bzw. vollständig fehlen. Das gilt besonders, wenn das Verbrennungsmotor-Kühlwasser als Wärmeverteilungssystem benutzt wird.

Die Kolbenmaschine mit achsparallelen Zylindern kann läßt sich auch als 1 oder mehrstufiger Kompressor, vorzugsweise für ein Kältemittel 73, Fig. 7, Wärmeverteilerpumpe 77 , z.B. für Heißwasser, Warmluft , als Gebläse für einen Verdamp-

fer 72 (Fig. 7) wirken. Er wird dann angetrieben von einem E-Motor oder einem Verbrennungsmotor. Die Interfation der Maschinen in einem Gehäuse mit einem Rotorlager usw. ermöglicht eine gedrängte Bauweise.

Als Folge der verringerten Flächenpressung zwischen den Kugel-Lagerungen 1, 2, 3 (Fig. 1) werden für die Kugelelemente 2, 3 abriebfeste, korrosionsbeständige Kunststoffe geringer Reibung anwenden (Anspruch 33). Schmierung der Lager entfällt.

Zur Steuerung der Ein- und Auslaßventile v ist nach der Fig. 2 ebenfalls ein.

Taumelscheibentrieb 13 verwendet (Anspruch 34). Die Scheibe 13 ist achsparallel bei 14 im Statorgehäuse geführt. Diese Führung 14 übernimmt zweckmäßig eine der Ventilführungen 15. Eine phasenrichtige Ventilbewegung erreicht man durch Umlenkhebel 16. Der Ventiltrieb vermeidet lange Ventilschäfte (Massen!), Umlenkhebel-Massen. Die Reibung der Ventile ist verringert wegen der rel. geringen Bewegungen zwischen der Taumelscheibe 14 und den Scheibenlagern 15.

Eine hydraulische Ventilsteuerung weist Hydroservokolben 82 der Ein- und Auslaßventile E... und A... auf, Fig. 6. Zur Betätigung, d.i. Öffnen und Schließen der vier Ventile (EÖ)<sub>1...4</sub> (ES)<sub>1...4</sub> und (AÖ)<sub>1...4</sub> (AS)<sub>1...4</sub> dient erfindungsgemäß eine von der Motorwelle synchron angetriebene Drehschieberanordnung (83, 84, 85) - Fig. 6 bzw. (93, 94, 95), Fig. 10, bzw. (103, 104, 105), Fig. 11 (Ansprung 35). Während einer Drehung der Schieberwelle 85 bzw. 95 bzw. 105 steuern die Schieber 83, 84 bzw. 93, 94 bzw. 103, 104 alle Zu- und Abflüsse (P, T)<sub>1...4</sub> aller vier Zylinder 1...4. (Anspruch 36). Zweckmäßigerweise läßt man einen Schieber 84 und 85 bzw. 93 und 94 bzw. 103 und 104 gekoppelt die Öffnungs- und Schließzeitpunkte (EÖ, ES)<sub>1...4</sub> und (AÖ, AS)<sub>1...4</sub> der Ein- und Auslaßventile E und A steuern (Anspruch 37).

Durch eine zusätzliche, rechnergesteuerte axiale Bewegung der Schieber 83, 84 bzw. 93, 94 bzw. 103, 104 (Fig. 6, 10, 11) werden die Ventilöffnungs- und -Schließzeiten rechnerabhängig gesteuert (Ansprung 38). Der Rechner nimmt die Steuergrößen: Motordrehzahl, -Temperatur, Gasstellung (Leistungsbedarf) usw. auf verarbeitet (verknüpft) sie und gibt Ventilsteuersignale als Druck  $P$  z.B. über ein elektrohydraulisches Servoventil an die Steuerdreh-schieber 83, 84, bzw. 93, 94 (Fig. 6, 10) aus.

Die rotierende Schieberanordnung <sup>benötigt</sup> nur ein teures Servoventil, während bei der Ausführung nach /7/ für jedes E-,A-Ventil ein Servoventil benutzt wurde. Das Servoventil muß die Drehschieber 83, 84 bzw. 93, 94 viermal pro Steuerwellendrehung 85 bzw 95 (Fig. 6, 10) Hin und Herbewegen. Die hohe Frequenz, z.B. von 800 Hz verlangt ein schnelles Servoventil. Diesen Nachteil vermeidet eine analoge Ansteuerung bzw. stetige Axialbewegung der rotierenden Steuerschieber 103, 104 der Fig. 11. Jeden Schieber steuert ein Schrittmotor SM1, SM2. als Analog/Digitalwandler der digitalen Rechnersignale. (Ansprüche 39, 40). Die Steuerkurven  $P_1$ ,  $T_1$  und  $P_2$ ,  $T_2$  der Drehschieber 103, 104 steuern die Zu- und Abflußzeitpunkte (Öffnen und Schließen) der Ein- und Auslaßventile  $E_{1...4}$  und  $A_{1...4}$ . Diese analoge Lösung vermeidet größere Ansteuerleistungen der Schieberbetätigung.

Zur Betätigung der Ein- und Auslaßventile genügen einfachwirkende Hydrzylinder 82 (Fig. 6) mit einer Zu-, Abflußleitung  $P, T$ .

Die Fig. 1 mit 6 und Fig. 10 mit 12 zeigen Ausführungsbeispiele und Einzelheiten der Erfindung, die Fig. 7,9,10,11 dienen der Erläuterung von Erfindungsgedanken.

Fig. 1 zeigt ein Doppelkolbentriebwerk mit achsparallelen Zylindern 4, Lagerung der Taumelscheibe 10, 1 in Kugelsegmenten 2, 3 des Kolbens, Ventilsteuerung mit zentralen Schrägnocken 32.

Fig. 2 stellt einen Taumelscheiben-Ventilantrieb mit Rollenführung 15 und Umlenkhebel 16 vor.

Fig. 3 zeigt eine Synchronisierung der Abtriebswelle 18 zur Taumelscheibe 19 mittels Kegeltrieb 20, einen Steuerschieber 41 zur Umleitung der Verbrennungsabgase in einen Ansaugkanal 44, einen Kolben 43 als Kompressor mit Saug- und Druckventilen 38, 37, einen Steuerschieber 45 zum wahlweisen Umleiten von Frischluft auf Abgase 37 zum Kompressor-Raum 43.

Fig. 4 eine Ausführung mit zwei Taumeltrieben 23, 24 mit gegenläufigen achsparallelen Doppelkolben 22, 23, Verbrennungs- bzw. Kompressionsräume 25, 28, 29.

Fig. 5 : hydraulische Ventilschaft-Kolben 35 zum Abschalten von Verbrennungsräumen durch Öffnen der E-,A-Ventile.

Fig. 6 : zeigt einen hydraulischen Ventilantrieb 82 (P,T) mit synchron zur Motorwelle angetriebenen Steuerschiebern 83, 84.

Fig. 7 : erläutert die Arbeitsweise einer Wärmepumpenanlage mit : 72 : Verdampfer, 73 als Verdichter, 74 (Expansionsventil), 75 (Kondensator), 76 (Raumheizung), 77 (Umwälzpumpe), 78 (Vorwärmer),

Fig. 8 : eine Anwendung des Taumelscheibentriebes als zweistufiger Verdichter 60, 61 in einer zweistufigen Wärmepumpe mit Zwischenkühlung 62, 60, 61 als Hoch- und Niederdruckverdichterkolben, 62 (Abgabe der Überhitzungswärme der ND-Stufe an das Raumheizungswasser), 63 (Abgeben der Unterkühlungswärme der HD-Stufe 60 an das Heizungswasser), 64 (Kondensator), 65 (Expansionsventil), 66 (Verdampfer des Kältemittels), 67 (Heizungswasser-Rücklauf), 68 (Heizungswasser-Vorlauf), 70, 71 (Wärmeträger-Zu- und -Abfluß).

Fig. 9 : Kräfteparallelogramm am herkömmlichen Kurventrieb mit Kolbenseitenkräften  $F_w$  ,

Fig. 10 : Ölfreier Verdichter mit Kreuzkopfführung 79,

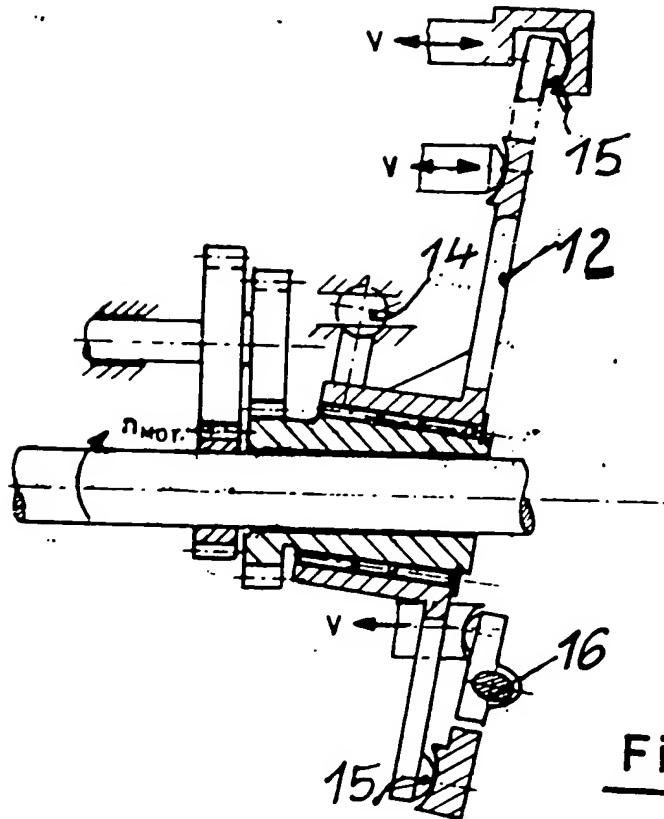
Fig. 11 : Prinzip des Kolbentriebwerkes mit achsparallelen Zylindern und Taumeltrieb mit 4 Freiheitsgraden des Kolbengelenks 80 ( $f=4$ ) und vorgeschlagener seitlicher Federung,

Fig. 12 : als pulsgesteuerte Drehschieber 93, 94 , Antriebswelle 95, für 4 Ein- und Auslaßventile (E., A.): Ü: Öffnen, S: Schließen, 93,94: axial bewegliche Dreh-Steuerschieber,  $P_1$ ,  $P_2$  als Druckzufluß vom elektrohydraulischen Servoventil des Rechners, T als Niederdruck-Rückfluß von den Ventilen (82, Fig. 6 z.B.),

Fig. 13 : als analoge (stetige) Drehschiebersteuerung (103, 104 mit Steuerkurven  $P$ ,  $T_{1,2}$  für Hoch-, Niederdruck nach 82, Fig. 6), getrennte Ein- und Auslaßsteuerung  $E_{1...4}$ ,  $A_{1...4}$  von 4 x 2 Ventilen, Ü: Öffnen, S: Schließen, SM1, SM2 als Schrittmotorantriebe vom Rechner, 105 als Schieberantrieb mit halber Motordrehzahl,

Fig. 14 : Zur Erläuterung des Taumelscheiben-Antriebsprinzipes: (Plexiglasmodell)

1: Ein Taumelscheibenstern für fünf Doppelkolben (2), mit zwei Kugelsegmenten (3) pro Doppelkolben, Taumelantriebswelle (4) einmal, Synchronisierkegelrad (5) 1x, Motorgehäuse (6) 2x ,  $\leftarrow \rightarrow$  : Montagerichtung der Teile.

Fig. 2

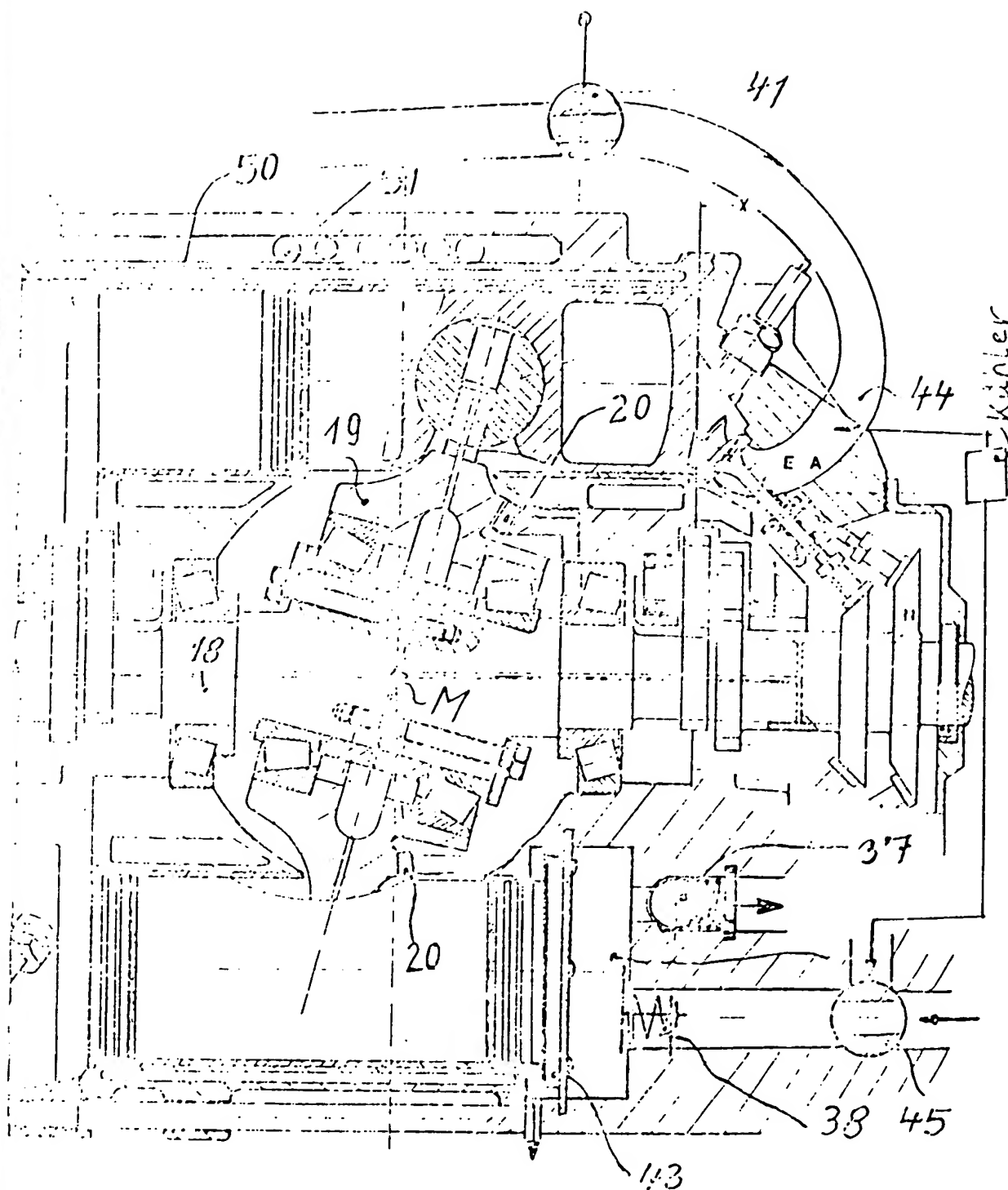


Fig. 3

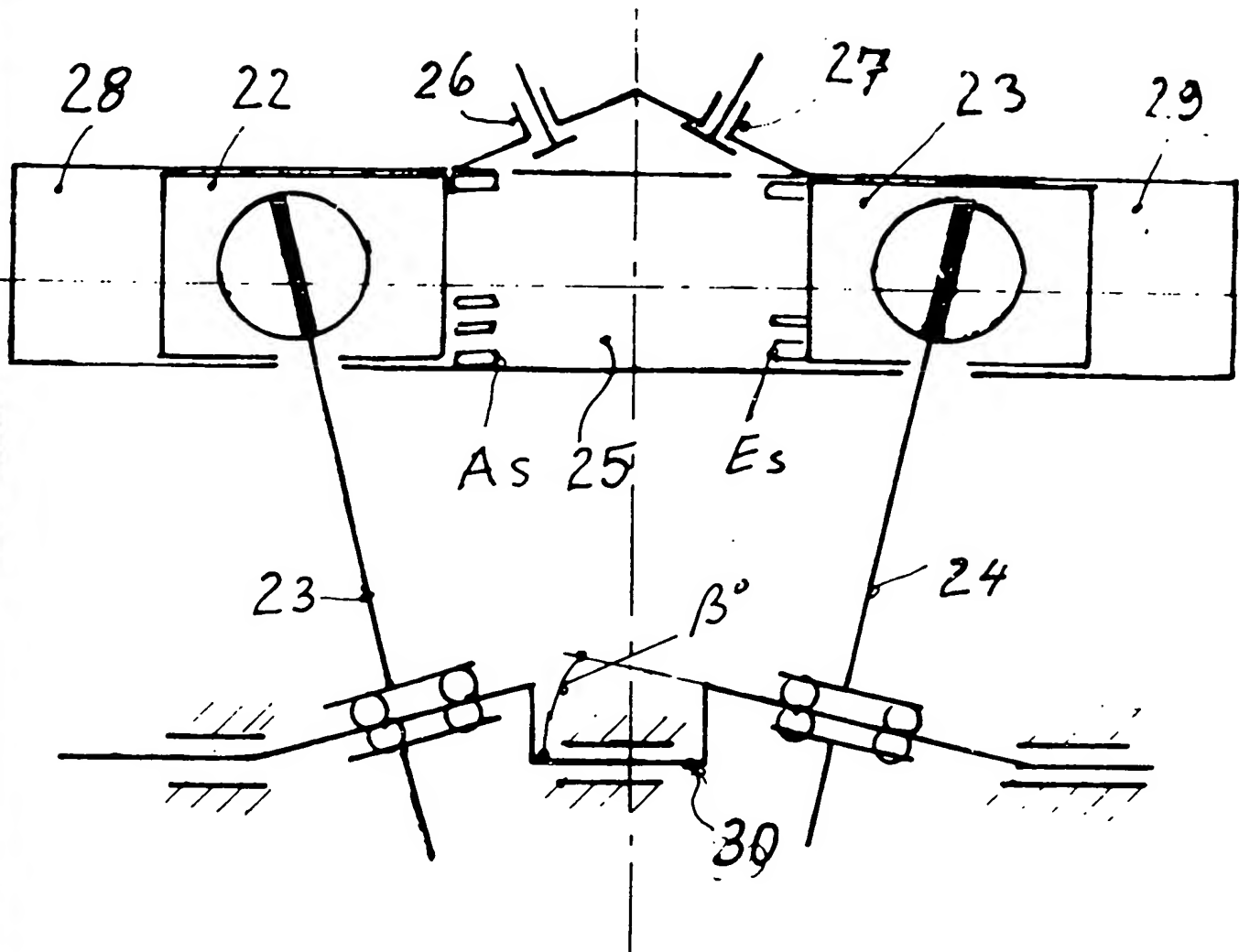
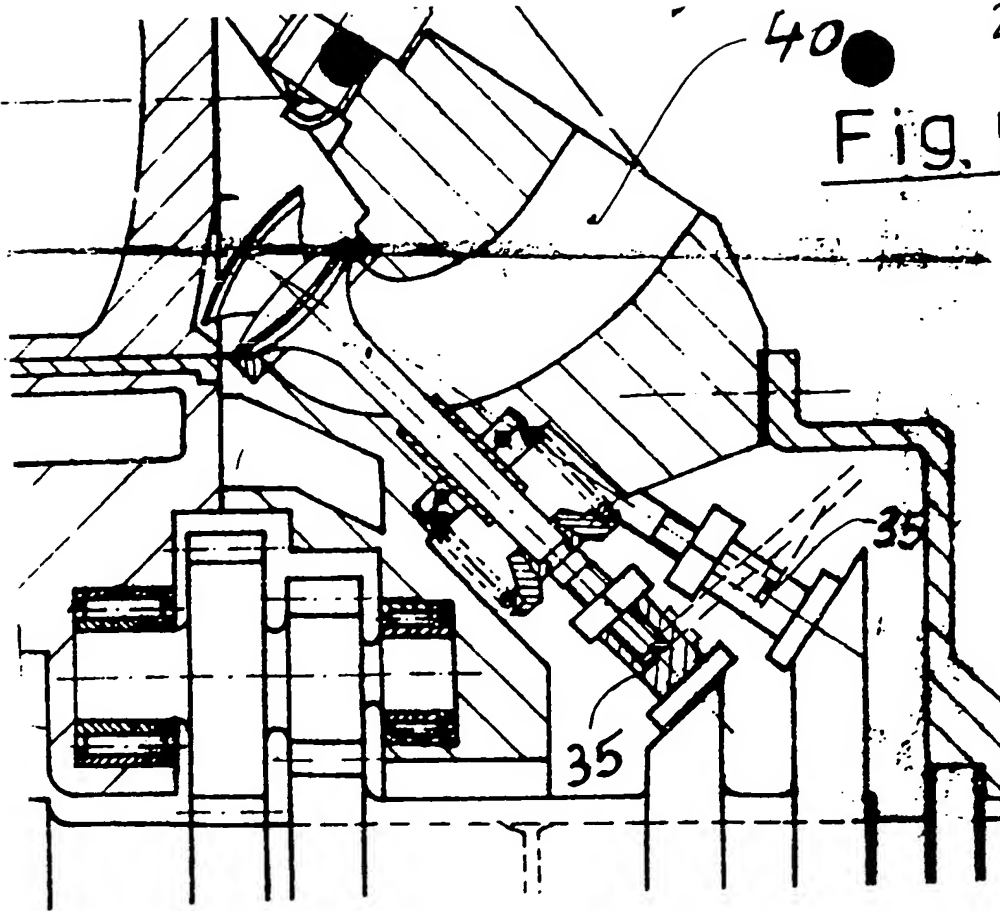
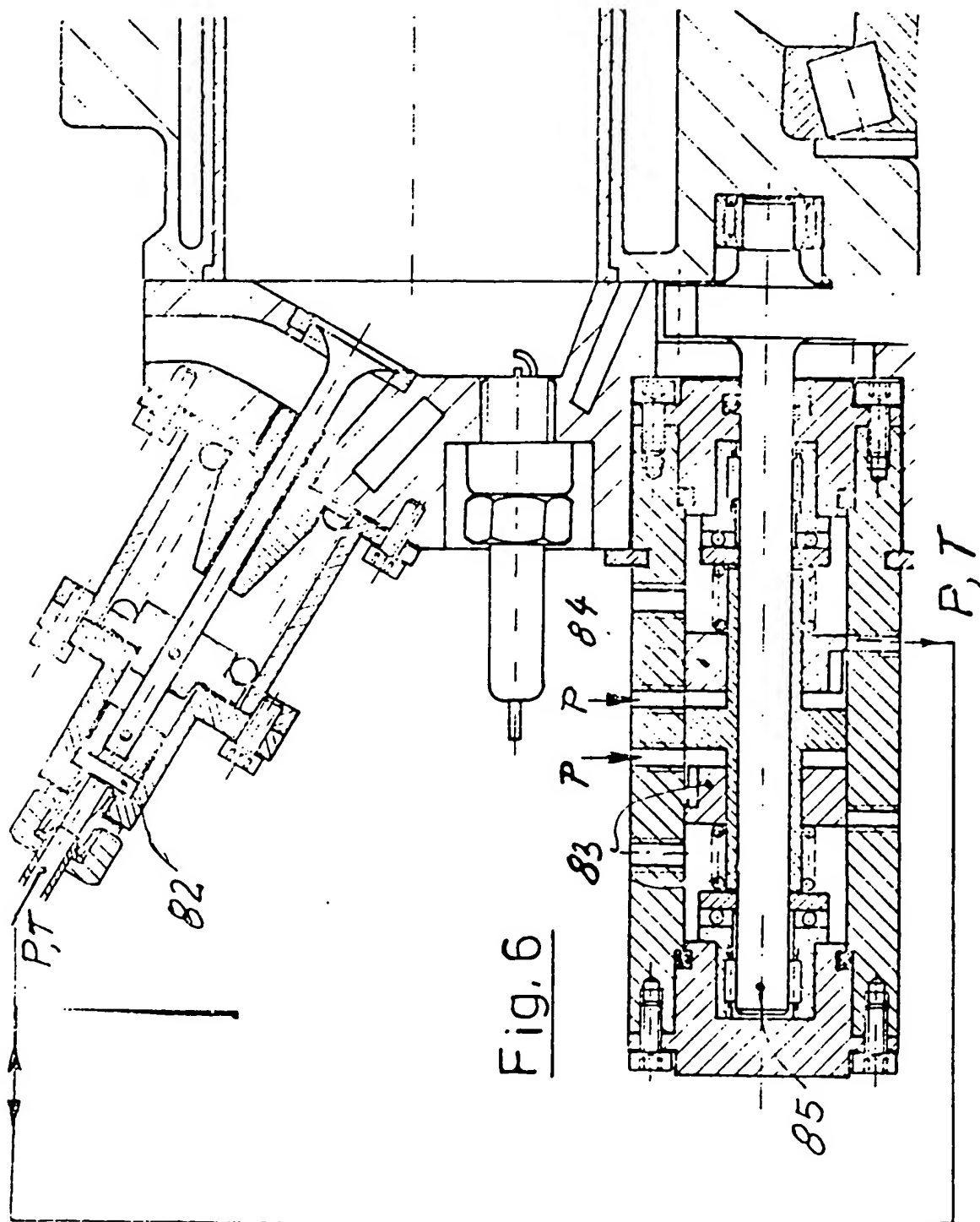


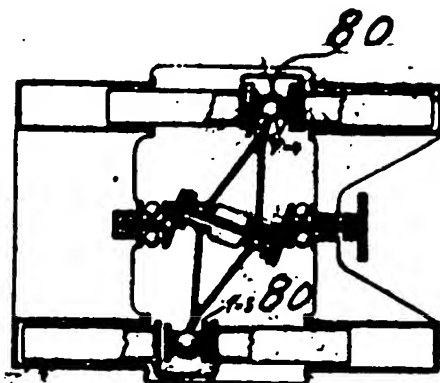
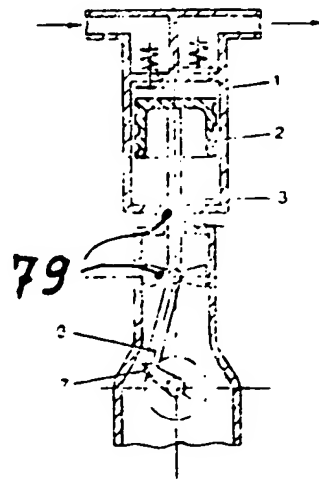
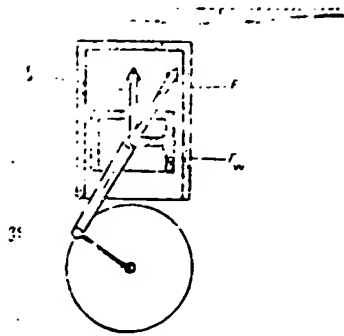
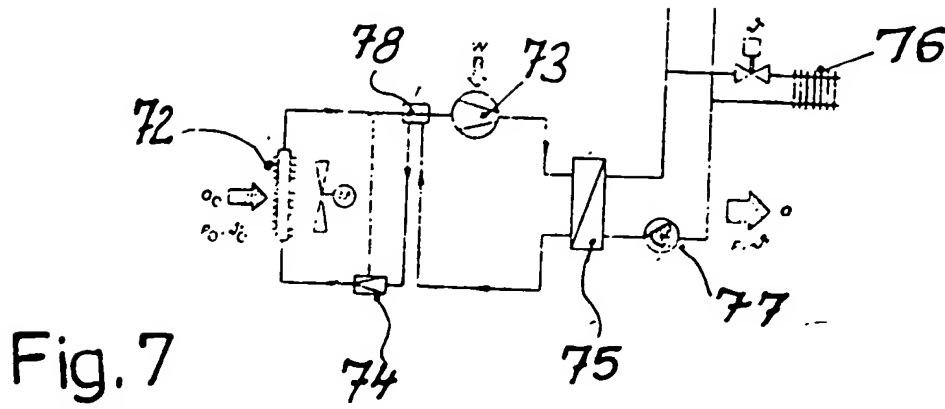
Fig. 4

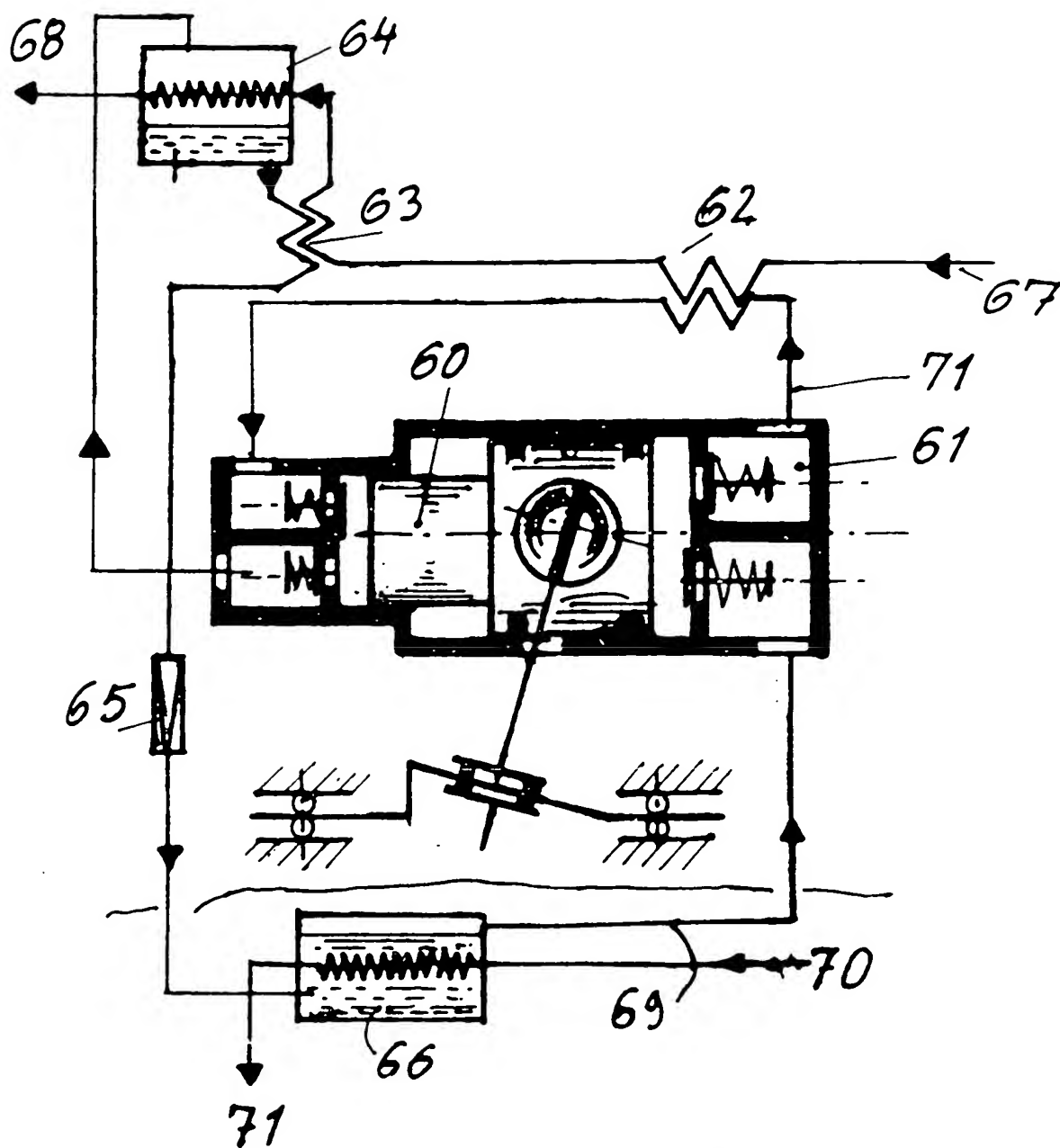
40

Fig. 5



NACHRICHT



Fig. 8

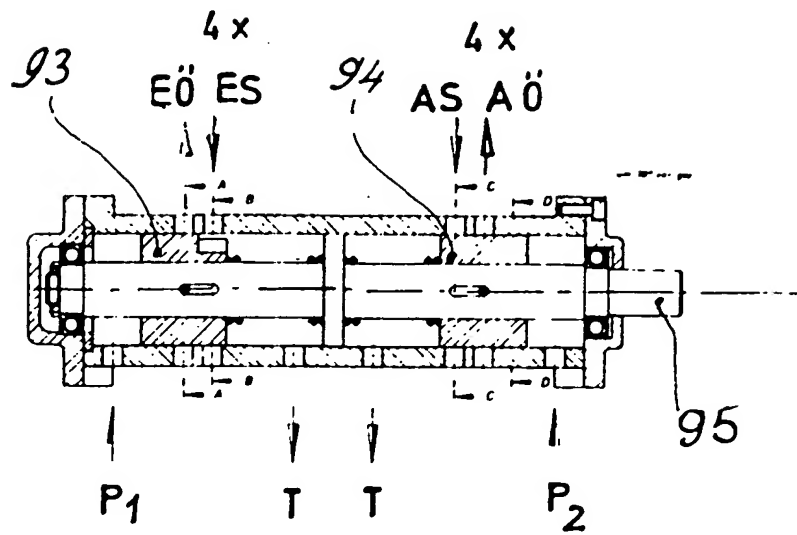
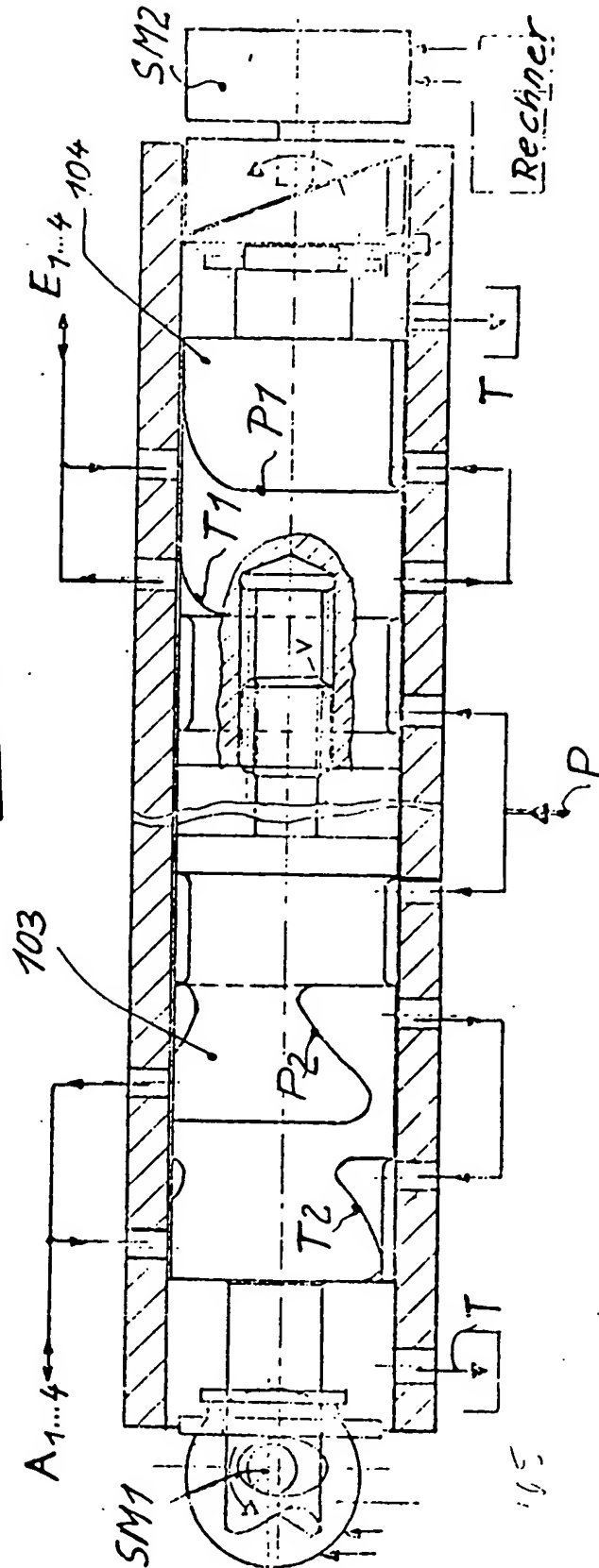


Fig. 12

Fig.13



NACHGERECHT

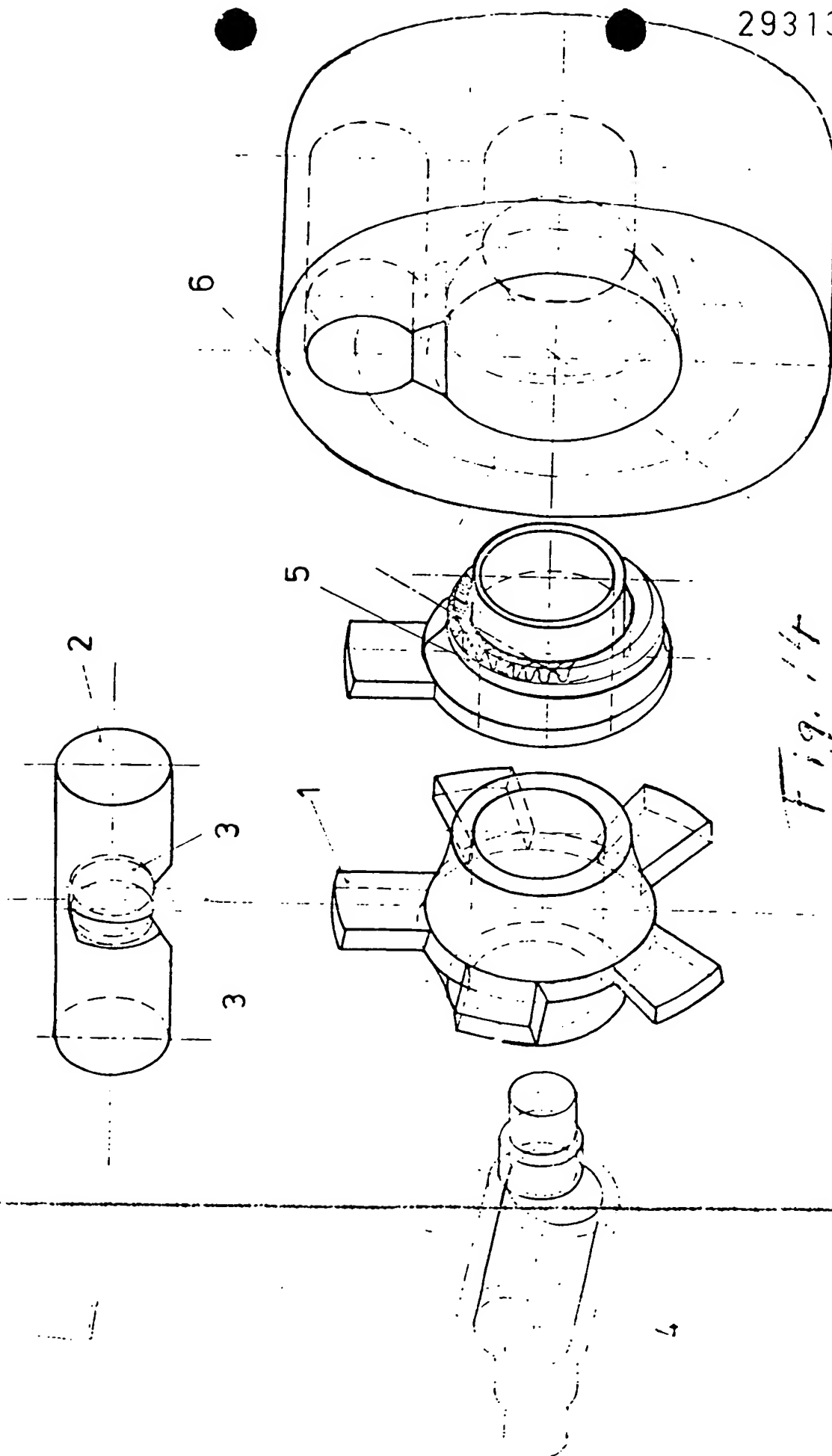


Fig. 14

NAL. LIGHT

130009/0081

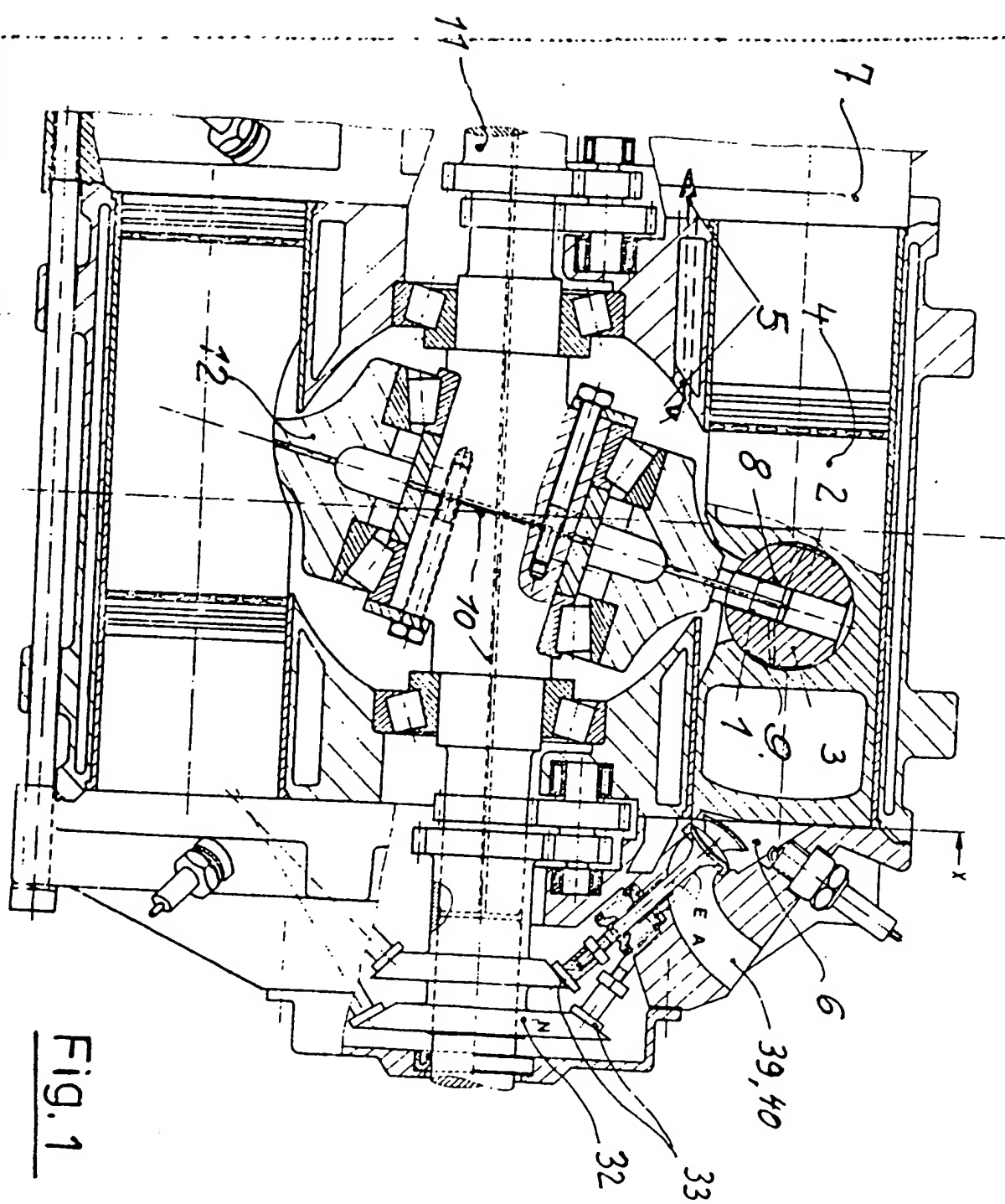


Fig. 1

2931377  
- 34 -

Nummer: 29 31 377  
Int. Cl. 2: F 02 B 75/26  
Anmeldetag: 2. August 1979  
Offenlegungstag: 26. Februar 1981

**THIS PAGE BLANK** (USPTO)

**This Page is Inserted by IFW Indexing and Scanning  
Operations and is not part of the Official Record**

**BEST AVAILABLE IMAGES**

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images include but are not limited to the items checked:

- ☒ **BLACK BORDERS**
- ☒ **IMAGE CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES**
- ☐ **FADED TEXT OR DRAWING**
- ☒ **BLURRED OR ILLEGIBLE TEXT OR DRAWING**
- ☐ **SKEWED/SLANTED IMAGES**
- ☐ **COLOR OR BLACK AND WHITE PHOTOGRAPHS**
- ☐ **GRAY SCALE DOCUMENTS**
- ☐ **LINES OR MARKS ON ORIGINAL DOCUMENT**
- ☐ **REFERENCE(S) OR EXHIBIT(S) SUBMITTED ARE POOR QUALITY**
- ☐ **OTHER:** \_\_\_\_\_

**IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.**

**As rescanning these documents will not correct the image problems checked, please do not report these problems to the IFW Image Problem Mailbox.**

**This Page Blank (uspto)**